DOI: 10.22067/jacsm.2022.75344.1100 *https://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir/?lang=en*

The Effects of Microtube Addition on Thermal and Hydrodynamic Behavior of Microchannel Heatsink for Nanofluid Flow*

Akram Jahanbakhshi[1], Afshin Ahmadi Nodooshan[2,] Morteza Bayareh[3]

1. Introduction

One of the most important challenges in designing electronic systems with high processing power is their thermal management and keeping them at an allowed operating temperature to prevent damages to the equipment. The heatsink is metal equipment with high thermal conductivity such as copper and aluminum, used to cool parts that need to lose a large amount of heat flux. Studies in this field may be classified analytically, numerically, and experimentally. The main purpose of most studies have been to investigate design methods based on changing the geometry of heatsinks to achieve maximum efficiency in their thermal management.

2. Description of the model and boundary conditions

Figure 1 illustrates the geometry of the desired heatsink. In this geometry, a microtube is added between the two channels.

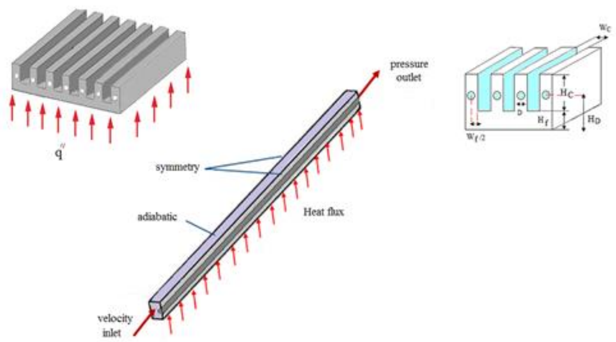


Figure 1. The problem geometry and boundary conditions

It is assumed that the heatsink is located on a CPU and only a heat flux of 50 W/cm^2 enters the system from the bottom surface.

3. Properties of nanofluids

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_{bf} + \phi\rho_p \quad (1)$$

$$\rho_{nf}C_{p,nf} = (1-\phi)\rho_{bf}C_{p,bf} + \phi\rho_p C_{p,p} \quad (2)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1+2.5\phi) \quad (3)$$

$$k_{nf} = k_{bf}[0.981 + 0.00114T(°C) + 30.661\phi(vol\%)] \quad (4)$$

4. Governing equations

$$\nabla.(\rho_{nf}\vec{u}) = 0 \quad \text{Continuity equation} \quad (5)$$

$$\nabla.(\rho_{nf}\vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \nabla.(\mu_{nf}\nabla\vec{u}) \quad \text{Momentum equation:} \quad (6)$$

$$\nabla.(\rho_{nf}\vec{u}C_{p,nf}T) = \nabla.(k_{nf}\nabla T) \quad \text{Energy equation for the fluid region:} \quad (7)$$

$$\nabla.(k_s\nabla T) = 0 \quad \text{Energy equation for rigid part:} \quad (8)$$

The total heat transfer coefficient of the heatsink (h) and the PEC parameter are expressed as follows:

$$h = \frac{q''}{T_{CPU,Mean} - T_{in}} \quad (9)$$

$$PEC = \frac{h_{nf}/h_{bf}}{\Delta p_{nf}/\Delta p_{bf}} \quad (10)$$

Table 1. Dimensional parameters of the heatsink

Value	Parameter
10 mm	L_X
350 μm	L_Y
15 mm	L_Z
120 μm	W_f
80 μm	W_C
70 μm	D
100 μm	H_f
250 μm	H_C
175 μm	H_D

5. Numerical method, grid study, and validation

The grid with 6,000,000 cells is selected. By comparing the experimental results of Azizi et al. and the numerical results shown in Figure 2, one can see that the maximum error of the present study is approximately 6%.

6. Results

According to Figure 3, it is clear that the channel wall is hotter than its central part. At high Reynolds numbers, the temperature changes of the fluid along the microchannel and tube are less than those at lower Reynolds numbers. In Figure 4, the heat transfer coefficient for the two states with and without microtubes shows that the increase of nanoparticles and the addition of microtubes cause a significant increment in the overall heat transfer coefficient of the system. Figure 5 reveals that the increase in nanoparticles leads to an enhancement in system efficiency. At all nanofluid concentrations, the PEC is greater than one.

Manuscript received: Februray, 15, 2021; Revised, April, 20, 2022, Accepted, April, 26, 2022.
[1]. P.h.D. Student Faculty of Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran.
[2] Corresponding author. Associated Professor, Faculty of Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran.
Email: ahmadi@sku.ac.ir
[3] Associated Professor, Faculty of Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran.

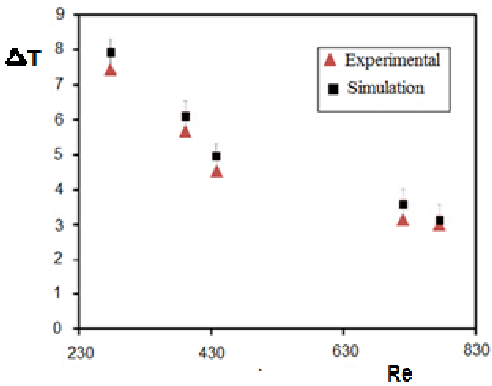
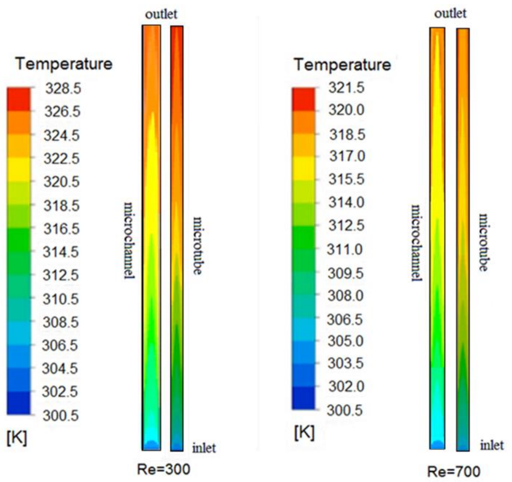


Figure 2. Validation



φ=1%

Figure 3. Temperature distribution along the microtube and microchannel

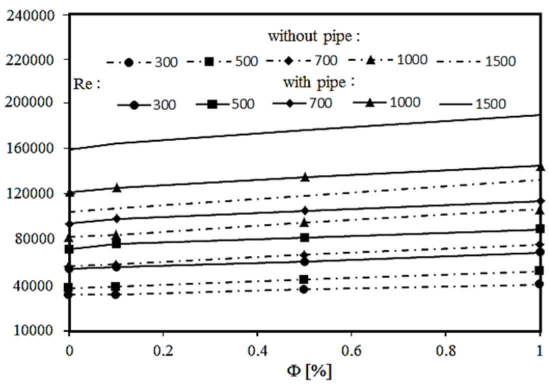


Figure 4. Comparison of overall heat transfer coefficient of heatsink

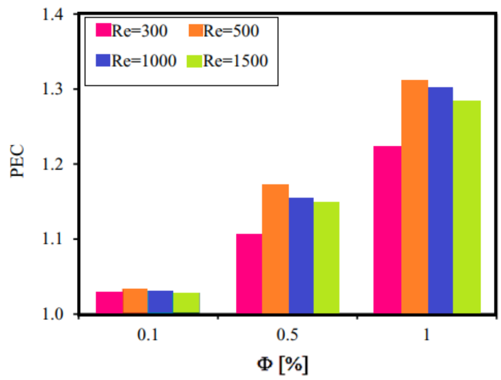


Figure 5. PEC diagram

7. Conclusion

The addition of microtubes to the system improves its thermal performance. The convective heat transfer coefficient for nanofluids with a volume fraction of 1% at Re = 300 for a system with microtubes is approximately 50.52% higher than that for the one without microtubes. The enhancement for Re = 1500 is 48.87%. Moreover, the pumping power consumption of the system is significantly increased.

DOI: 10.22067/jacsm.2022.75344.1100
https://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

اثر افزودن میکرولوله بر رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی میکروکانال چاه گرمایی برای جریان نانوسیال *

مقاله پژوهشی

اکرم جهانبخشی[(۱)]	افشین احمدی ندوشن[(۲)]	مرتضی بیاره[(۳)]

چکیده در پژوهش حاضر، در یک چاه حرارتی از دو هندسهٔ میکرولوله و میکروکانال به‌صورت هم‌زمان استفاده شده‌است و هدف، بهبود عملکرد میکروچاه حرارتی در خنک‌کاری پردازنده‌های دیجیتال است. هم‌چنین از نانوسیال نقره- (آب- اتیلن گیلیکول ۵۰٪) استفاده شده‌است. به‌منظور حل معادلات موجود از نرم‌افزار انسیس- فلوئنت استفاده شده‌است. برای حل معادلهٔ مومنتوم از روش UPWIND مرتبه دوم و برای کوپل میدان سرعت و فشار، روش سیمپل با شبکهٔ فشار جابه‌جا شده به‌کار رفته‌است. نتایج به‌دست‌آمده بیان می‌کند که با افزایش رینولدز جریان به‌دلیل بالا بودن دبی، دمای جریان سیال در طول میکروچاه حرارتی تغییر کمتری دارد. هم‌چنین با افزایش غلظت نانوذرات و بهبود عملکرد انتقال حرارت، دمای سطح پردازنده کاهش قابل توجهی می‌یابد؛ به‌طوری‌که در رینولدز ۷۰۰ و کسر حجمی ۰/۵٪ میانگین دمای خروجی از سیستم برابر ۳۱۶/۱ درجهٔ کلوین است و در کسر حجمی ۱٪، برابر ۳۱۹/۰۳ درجهٔ کلوین است. هم‌چنین افزودن میکرولوله موجب افزایش قابل توجهی در ضریب حرارتی کلی سیستم می‌شود؛ به‌طور مثال ضریب انتقال حرارت برای جریان سیال پایه در رینولدز ۳۰۰، برای سیستم دارای میکرولوله تقریباً ۵۸/٤٪ بیشتر از حالت بدون میکرولوله است. برای رینولدزهای ۷۰۰ و ۱۵۰۰ این افزایش به‌ترتیب برابر ۶۳/۳٪ و ۵۰/۹٪ است. این امر بیانگر آن است که وجود میکرولوله باعث ارتقای عملکرد چاه حرارتی و بهبود دسترسی انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف تجهیز به جریان سیال خنک‌کننده و کاهش مقاومت حرارتی نقاط دور دست پردازنده شده‌است و در نهایت، میزان گرمای بیشتری از سطح پردازنده جذب می‌شود.

واژه‌های کلیدی میکروکانال چاه حرارتی، میکرولولهٔ چاه حرارتی، مدل‌سازی عددی، نانوسیال.

مقدمه

امروزه فناوری خنک‌سازی از طریق جریان سیالات در بسیاری از صنایع هم‌چون سامانه‌های میکروالکترومکانیکی مورد توجه محققان و مهندسان است و مدیریت گرمایی تجهیزات میکروالکترونیک پر قدرت در یک حجم کوچک، یک زمینهٔ پژوهشی جذاب برای پژوهشگران است [1]. در واقع یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش‌رو در طراحی سیستم‌های الکترونیکی با توان پردازش بالا، مدیریت حرارتی و نگه‌داری آن‌ها در دمای مناسب کاری، برای جلوگیری از آسیب به این تجهیزات است. میکروکانال‌های چاه حرارتی یکی از کارامدترین راه حل‌ها به‌منظور دفع حرارت تولیدی و خنک‌کاری این تجهیزات است [2]. چاه حرارتی یک تجهیز از جنس فلزاتی با رسانای گرمایی بالا مثل مس و آلومینیوم است که در خنک‌کاری قطعاتی که لازم است شار گرمایی زیادی از آن‌ها دفع شود، مورد استفاده قرار می‌گیرد، تا سطح تماس را با محیط اطراف افزایش داده و امکان دفع گرمای بیشتری را ایجاد نماید [3]. چاه‌های گرمایی امروزه به‌دلیل عدم نیاز یا نیاز حداقلی به مصرف انرژی و هندسهٔ ساده‌ایی که دارند جز پر کاربردترین وسایل انتقال گرما در خنک‌کاری تجهیزات الکتریکی به‌شمار میروند. اصولاً به‌منظور مطالعه و تحلیل دقیق رفتار جریان سیال و مشخصه‌های انتقال حرارت در یک میکروچاه گرمایی، استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی اجتناب‌ناپذیر است [4]. مهم‌ترین عاملی که در طراحی و تحلیل عملکرد این میکروسیستم‌ها به آن توجه می‌شود میزان توانایی خروج گرما از سامانه‌هایی با شار گرمایی بالا است [5]. در این تجهیزات سیال خنک‌کننده به‌طور گسترده برای جلوگیری از گرمایش بیش از حد اجزای الکترونیکی و مدارها مورد استفاده قرار می‌گیرد. میکروکانال‌ها می‌توانند با تثبیت جریان آرام در این سیستم‌های خنک‌کاری، ضرایب انتقال حرارت بالایی را نتیجه دهند [6]. امروزه با رشد و توسعهٔ سریع تکنولوژی میکروالکترونیک، ساختارهای متنوعی از میکروکانال‌ها ومینی کانال‌ها ارائه شده‌است. مواردی از قبیل کاهش فضای در دسترس،

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۱۱/۲۶ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۱/۲/۵ می‌باشد.

۱) دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد.
۲) نویسندهٔ مسئول: دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد.
۳) دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد.
Email: ahmadi@sku.ac.ir

آهنگ انتقال حرارت، اندازهٔ چاه‌های گرمایی و بهبود کارایی (نسبت متوسط ضریب انتقال حرارت به افت فشار کلی داخل چاه گرمایی) عواملی هستند که در سال‌های اخیر پژوهش‌های زیادی را متوجه چاه‌های گرمایی کرده‌اند [7]. مطالعات و پژوهش‌های انجام گرفته در این زمینه به‌صورت تحلیلی، عددی و آزمایشگاهی (تجربی) می‌توانند دسته‌بندی شوند [8]. هدف اصلی بیشتر مطالعات انجام گرفته در این زمینه بررسی روش‌های طراحی بر مبنای تغییر هندسهٔ چاه گرمایی برای رسیدن به حداکثر بازده در مدیریت حرارتی این تجهیزات است [9].

در پژوهش توکرمن و پیز [10] در سال ۱۹۸۱ مفهوم چاه حرارتی میکروکانال برای نخستین بار ارائه شد و در ادامه تحقیقات متعددی پیرامون جریان سیال و مشخصات انتقال حرارت در میکروکانال‌ها انجام گرفت؛ از آن جمله می‌توان به مقالهٔ عزیزی و همکاران [11] اشاره کرد. در این مطالعهٔ تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی در یک میکروکانال گرماگیر استوانه‌ای، بااستفاده از نانوسیال آب- اکسید مس بررسی شده‌است و نانوذرات مس با قطر ۲۵ نانومتر در نظر گرفته شده‌است. این چاه گرمایی شامل ۸۶ میکروکانال مستطیلی با قطر هیدرولیک ۵٦۰ میکرومتر است که در یک هندسهٔ استوانه‌ای مونتاژ شده‌اند. تعدادی ترموکوپل نیز در امتداد میکروکانال‌ها تعبیه شده بود تا امکان اندازه‌گیری دمای محلی را فراهم کند. شارهای حرارتی بررسی شده نیز برابر ۳۵ و ۵۰ کیلووات بر متر مربع است. درنهایت عزیزی و همکاران به این نتیجه رسیدند که افزایش قابل ملاحظه‌ای از ضریب انتقال حرارت نانوسیال نسبت‌به سیال پایه (آب) حاصل می‌گردد. ایشان هم‌چنین بیان کردند که افزایش عدد رینولدز در یک مقدار مشخص منجر به ضعیف شدن عملکرد حرارتی می‌شود. هو و همکاران [12] به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری نانوسیال آب- اکسید آلومینیوم در یک میکروکانال گرماگیر و محدودهٔ رینولدز ۲۲٦ تا ۱٦۷٦، پرداختند. هیت سینک میکروکانالی ساخته شده در این بررسی، از ۲۵ میکروکانال مستطیلی موازی به طول ۵۰ میلی‌متر با سطح مقطع عرضی ۲۸۳ میکرومتر و ارتفاع ۸۰۰ میکرومتر برای هر میکروکانال تشکیل شده‌است. ایشان نتیجه گرفتند که میانگین انتقال حرارت در میکروکانال گرماگیر بااستفاده از نانوسیال در مقایسه با آب به‌طور چشم‌گیری افزایش می‌یابد.

چن و همکاران [13] در مطالعهٔ خود نشان دادند که رفتار حرارتی و عملکرد خنک‌کاری نانوسیال Al_2O_3 با کسر حجمی نانوذرات مختلف در میکروکانال گرماگیر، به پارامترهایی هم‌چون اینرسی سیال، مقاومت حرارتی کل، اختلاف دمای بین دیواره‌های میکروکانال و فاز سیال بستگی دارد. در این مطالعه مشخص شد که توزیع دمای دیوارهٔ کانال عملاً به اثر اینرسی حساس نیست، درحالی‌که توزیع دمای سیال و مقاومت حرارتی کل به‌دلیل اثر نیروی اینرسی به‌طور قابل‌توجهی تغییر می‌کند. ایشان بیان کردند که به‌طور کلی اثر اینرسی سیال کاهش مقاومت حرارتی کل و اختلاف دما بین دیوارهٔ کانال و فاز سیال است. بررسی جریان و انتقال حرارت آب- آلومینیوم اکسید در یک میکروکانال گرماگیر توسط دورین [14] انجام شد. در این مطالعه رژیم جریان آرام و همراه با اثر اتلاف ویسکوز در نظر گرفته شده‌است. چاه حرارتی میکروکانالی نیز دارای میکروکانال‌های مربعی با قطر هیدرولیکی Dh=۵۰ میکرومتر است و شار حرارتی معادل ۵۰ (W/cm^2) به آن وارد می‌شود. وی نتیجه گرفت که بر خلاف تحلیلی که بر پایهٔ ثابت بودن عدد رینولدز انجام گرفت، انتقال حرارت، در حین عبور نانوسیال از میکروکانال گرماگیر افزایش می‌یابد. او هم‌چنین ثابت کرد که با افزایش قطر نانوذرات، روند افزایش انتقال حرارت کاهش می‌یابد. پور مهران و همکاران [15] عملکرد چاه گرمایی میکروکانالی مستطیلی متخلخل را بااستفاده از نانوسیال‌های آب- مس و آب- آلومینا در حالت دوبعدی و به‌صورت عددی و تحلیلی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش کسر حجمی نانوذرات و پارامتر نیروی اینرسی باعث افزایش عدد ناسلت می‌شود. چین و هوانگ [16] عملکرد گرمایی جریان نانوسیال‌های مختلف را در میکروکانال‌ها به‌صورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در مدل‌سازی‌های عددی، نانوسیال را به‌صورت تک‌فاز در نظر گرفتند و در مطالعات تجربی، پراکندگی حرارتی ناشی از حرکت تصادفی ذرات را مورد توجه قرار دادند. در این پژوهش عملکرد چاه حرارتی میکروکانال برای دو هندسهٔ خاص، یکی با $W_{ch}=W_{fin}$=۱۰۰ میکرومتر که W_{ch} عرض میکروکانال و W_{fin} عرض فین هستند و عمق میکروکانال برابر L_{ch}=۳۰۰ میکرومتر، و هندسهٔ دیگر با ابعاد $W_{ch}=W_{fin}$= ۵۷ میکرومتر و L_{ch} = ۳٦۵ میکرومتر، مورد بررسی قرار گرفت. به‌دلیل افزایش رسانایی حرارتی و اثرات پراکندگی حرارتی، مشخص شد که عملکرد این دو هندسهٔ خاص زمانی‌که از نانوسیال‌ها به‌عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود

بسیار بهبود یافته‌است. ایشان بیان کردند که علاوه‌بر افزایش انتقال حرارت، وجود نانوذرات در سیال به‌دلیل کوچک بودن اندازهٔ ذرات و کسر حجمی کم، افت فشار اضافی چشم‌گیری ایجاد نمی‌کند. هم‌چنین توسط لی و همکاران [17] عملکرد خنک‌کاری یک میکروکانال بااستفاده از نانوسیال آب/اکسید مس و کاربرد مدل‌های گوناگون برای هدایت گرمایی مؤثر به‌صورت عددی بررسی شده‌است. در این میکروکانال حرارتی، ابعاد عرض بالا W_t، عرض پایین W_b و عمق کانال H به‌ترتیب ۵۰۰ میکرومتر، ۳۵۸/٤ و ۱۰۰ میکرومتر است. طول کانال L نیز برابر ۲۷ میلی‌متر است. این بررسی برای دو مقدار شار حرارتی ثابت ٤۳۱ و ٤٦٦ (W/m^2) که از ضلع پایینی اعمال می‌شود، صورت گرفته‌است. در سایر مرزها نیز شرایط آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌است. در مطالعهٔ ایشان از رژیم جریان بدون لغزش در شبیه‌سازی‌های عددی استفاده شده‌است؛ به‌عنوان مثال، برای نانوسیال آب/ CuO، با کسر حجمی ۱٪ و ٤٪ و ذرات CuO با قطر برابر ۲۸/٦ نانومتر، نتایج نشان می‌دهد که نانوسیال‌ها عملکرد حرارتی میکروکانال را با افزایش اندکی در قدرت پمپاژ، به‌طور قابل توجهی افزایش می‌دهند. به‌طور کلی عملکرد حرارتی با کسر حجمی افزایش می‌یابد اما، افت فشار اضافی، یا قدرت پمپاژ، تا حدودی اثرات مفید استفاده از نانوسیال‌ها را کاهش می‌دهد. قاسمی و همکاران [18] به مطالعهٔ عددی انتقال حرارت ترکیبی برای جریان سه بعدی و آرام نانوسیال آب/ آلومینا در یک چاه گرمایی میکروکانالی با مقطع مثلثی پرداختند. در این شبیه‌سازی، چاه حرارتی با طول و عرض ۵۰ میلی‌متر و ارتفاع کل ۱۵ میکرومتر مدل‌سازی شده است. قطر هیدرولیک کانال مثلثی ۵/۹۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. به‌منظور شبیه‌سازی تولید گرما در تراشه‌های الکترونیکی، شار حرارتی یک‌نواخت دیواره روی دیوارهٔ پایینی که تراشه‌های مولد گرما متصل شده‌اند، اعمال می‌شود. قطر نانوذرات استفاده‌شده نیز برابر ۲۰ نانومتر است. نتایج این مطالعه نشان داد که افزایش غلظت نانوذرات موجب افزایش ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک می‌شود درحالی‌که مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. تفرجی و همکارانش [19]، بااستفاده از شبکهٔ عصبی مصنوعی، ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت جریان نانوسیال آب/ TiO_2 را برای یک میکروکانال مدل‌سازی کردند. میکروکانال مورد نظر از ٤۰ کانال تشکیل شده‌است که طول هر کانال ٤ سانتی‌متر، عرض آن ۵۰۰ میکرومتر و ارتفاع آن ۸۰۰ میکرومتر است. این مطالعه در چهار کسر حجمی ۰، ۰,۵، ۱ و ۲ درصد، دو مقدار رینولدز ٤۰۰ و ۱۲۰۰ و سه نرخ گرمایش مختلف شامل ۵۰/٦، ٦۰/۷، و ٦۹/۱ وات انجام شده‌است. درنهایت نتایج ایشان نشان داد که یک شبکهٔ آموزش‌دیده، می‌تواند به‌عنوان یک روش مناسب برای آزمایش‌های پرهزینه و وقت‌گیر نانوسیال در میکروکانال به‌کار رود. در سال ۲۰۱۱ رشیدی و همکارانش [20]، به مطالعهٔ عددی جریان لغزشی در یک مینی کانال با طول مشخص برابر 2H پرداختند، که توزیع سرعت در ورودی آن یک‌نواخت است. این مدل‌سازی به‌صورت دوبعدی و برای جریان آرام انجام گرفته‌است و از اثر تراکم‌پذیری و گرمایش ویسکوزیته صرف‌نظر شده‌است. در ادامه آن‌ها بااستفاده از یک روش تغییراتی مناسب، میدان جریان در داخل مینی‌کانال را شبیه‌سازی کردند و نتایج به‌دست‌آمده را با نتایج حاصل از روش‌های عددی محققان دیگر مقایسه کردند و اعلام داشتند که مطابقت قابل قبولی در نتایج ارائه‌شده وجود دارد. از آن‌جا که شکل سطح مقطع و اندازهٔ کانال‌ها می‌تواند تأثیر چشم‌گیری بر عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی جریان مبدل‌های حرارتی داشته باشد، در پژوهشی مشتاق و همکارانش [21] به بررسی شکل‌های مختلف سطح مقطع میکروکانال‌ها برای یک مبدل حرارتی شامل ١٦ کانال، پرداختند. آن‌ها یک مبدل حرارتی با جریان مخالف شبیه‌سازی کردند و تأثیر شکل سطح مقطع و اندازهٔ کانال را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که سطح مقطع دایره‌ای در بین دیگر هندسه‌های مورد بررسی، بهترین عملکرد را دارد. هم‌چنین بیان کردند که افزایش تعداد میکروکانال‌ها بازدهی مبدل و افت فشار آن را افزایش می‌دهد.

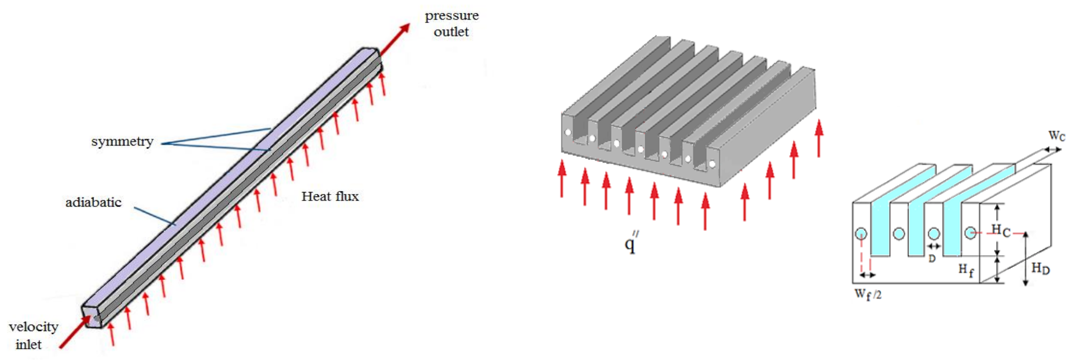
به‌طور کلی چاه حرارتی میکروکانالی به‌دلیل نسبت بالای انتقال حرارت سطح به حجم، ثابت کرده‌است که در دفع گرما از سیستم‌های صنعتی، کارامد است [10]. اغلب دو روش برای ارتقای عملکرد میکروچاه‌های حرارتی استفاده می‌شود. در روش اول این هدف، با تغییر در هندسهٔ این تجهیزات دنبال می‌شود و در روش دوم اصلاح خواص حرارتی سیال کاری مورد توجه قرار می‌گیرد. این پژوهش بر ارزیابی عملکرد خنک‌کنندگی چاه حرارتی میکروکانال در کنار میکرولوله، با مدل‌سازی عددی جریان و انتقال حرارت می‌پردازد. نوآوری این مطالعه کاربرد دو هندسهٔ میکروکانال و میکرولوله در کنار یکدیگر در یک چاه حرارتی است که با هدف ارتقای عملکرد میکروچاه‌های حرارتی

به‌منظور خنک‌کاری پردازنده‌ها، انجام شده‌است. نانوسیال خنک‌کننده نیز در این سیستم تراکم‌ناپذیر است و رژیم جریان، آرام در نظر گرفته شده‌است، زیرا جریان میکروکانال‌ها، باتوجه به سرعت جریان بسیار کم، با عدد رینولدز بسیار پایین مشخص می‌شوند. در این مطالعه نانوسیال نقره- (آب- اتیلن گیلیکول ۵٪) با غلظت‌های صفر تا ۱٪ در نظر گرفته شده‌است. در ادامه ضریب انتقال حرارت، افت فشار، متوسط دمای سطح پردازنده و پارامتر PEC به‌عنوان پارامترهای عملکردی برای مقایسهٔ عملکرد نانوسیال و میکرولوله، در محدودهٔ اعداد رینولدز ۳۰۰ تا ۱۵۰۰ بررسی شده‌است. هم‌چنین عملکرد میکروکانال چاه حرارتی با وجود میکرولوله و بدون آن مقایسه شده‌است.

تشریح مدل

هندسه و شرایط مرزی. شکل (۱) هندسهٔ میکروچاه حرارتی مورد نظر را نشان می‌دهد. در این هندسه بین هر دو کانال یک میکرولوله افزوده شده‌است. در ادامه با توجه به تقارن مسئله تنها یک نوار شامل یک کانال و دو نیم لوله از هندسهٔ مسئله حل شده‌است.

اشاره شد که اصلی‌ترین هدف این پژوهش ارتقای عملکرد حرارتی میکروکانال چاه حرارتی با تغییر در هندسهٔ آن است. در ادامه باتوجه به جدول (۱) پارامترهای ابعادی هندسی مسئله مبتنی بر شکل (۱- الف) ارائه شده‌است. فرض شده‌است که چاه حرارتی بر روی یک CPU قرار گرفته‌است و تنها از سطح زیرین آن شار حرارتی (W/cm^2) ۵۰ به مجموعه وارد می‌شود. تمامی دیواره‌های خارجی به‌جز دیوارهٔ پایینی نیز عایق در نظر گرفته شده‌اند. از آن‌جایی که معادلات ناویر- استوکس در درون دامنهٔ محاسباتی حل خواهد شد، یک ترکیب مناسب از شرایط مرزی ورودی، خروجی، دیوار و تقارن در ناحیهٔ محاسباتی برای ارائهٔ شرایط فیزیکی جریان و انتقال گرما در بین کانال‌ها و لوله‌ها در نظر گرفته می‌شود که در شکل (۱- ب) نشان داده شده‌است. در ورودی جریان شرط مرزی سرعت ثابت (با مقادیر مختلف عدد رینولدز) و دمای ورودی ۳۰۰/۵ کلوین و در خروجی جریان شرط صفر بودن گرادیان تمامی پارامترهای جریان به‌جز فشار (شرط فشار خروجی ثابت) اعمال می‌شود. در طرفین میکرولوله‌های گرمایی از شرط مرزی تقارن استفاده شده‌است.



(الف) (ب)

شکل ۱ الف) هندسهٔ مسئله و ب) شرایط مرزی

جدول ۱ پارامترهای ابعادی هندسهٔ چاه حرارتی

پارامتر	مقدار
L_X	۱۰mm
L_Y	۳۵۰µm
L_Z	۱۵mm
W_f	۱۲۰µm
W_C	۸۰µm
D	۷۰µm
H_f	۱۰۰µm
H_C	۲۵۰µm
H_D	۱۷۵µm

خواص نانوسیال

افزایش قابل توجه انتقال حرارت در میکروکانال‌ها باعث شده‌است که از آن‌ها به‌عنوان تجهیزات دفع گرما در بسیاری از سیستم‌ها هم‌چون میکروالکترونیک‌ها استفاده شود. انتقال حرارت زیاد، اندازهٔ کوچک، نیاز به حجم کم سیال خنک‌کننده از مهم‌ترین ویژگی میکروکانال‌ها است. انتقال حرارت در میکروکانال‌ها ممکن است به‌دلیل محدودیت در هدایت گرمایی آن‌ها محدود شود. از این‌رو برای بهبود انتقال حرارت، افزودن نانوذره به یک سیال پایه مفید است. هم‌چنین با گسترش صنعت و تجهیزات الکترونیکی در مقیاس‌های کوچک که نیاز به دفع شار حرارتی بالا دارند و باتوجه به لزوم بالا بودن بازده حرارتی در چاه‌های حرارتی، ضرورت استفاده از نانوسیال که به تعبیری سیالات هوشمند نیز نامیده می‌شوند، اهمیت می‌یابد. از این‌رو در مطالعهٔ حاضر از مخلوط آب- اتیلن گیلیکول ۵۰٪ به‌عنوان سیال پایه در کنار نانوذرات نقره استفاده شده‌است و محاسبات خواص مخلوط نانوسیال براساس پژوهش سرافرازی و همکارانش [22] صورت گرفته‌است. چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، لزجت و رسانش حرارت نانوسیال بر اساس درصد حجمی نانوذرات موجود در نانوسیال توسط معادلات زیر محاسبه شده‌است [22].

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_{bf} + \phi\rho_p \qquad (۱)$$

$$\rho_{nf}C_{p,nf} = (1-\phi)\rho_{bf}C_{p,bf} + \phi\rho_p C_{p,p} \qquad (۲)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1+2.5\phi) \qquad (۳)$$

$$k_{nf} = k_{bf}[0.981 + 0.00114T(°C) + 30.661\phi(vol\%)] \qquad (٤)$$

در این معادلات ρ چگالی، C_p ظرفیت گرمایی ویژه، μ لزجت، k رسانش حرارتی، T دما و ϕ کسر حجمی نانوذره هستند و زیرنویس bf به سیال پایه، p به نانوذرات و nf به نانوسیال اشاره دارند. در این مطالعه جریان در محدودهٔ آرام قرار دارد. در جریان داخل میکروکانال به‌دلیل جریان سیال، انتقال وجود خواهد داشت که باعث تبادل گرما بین کانال و محیط اطراف (سیال کاری) می‌شود و این فرایندها توسط معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به‌صورت زیر مدل شده‌اند [23].

معادلهٔ پیوستگی:

$$\nabla.(\rho_{nf}\vec{u}) = 0 \qquad (۵)$$

معادلهٔ مومنتوم:

$$\nabla.(\rho_{nf}\vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \nabla.(\mu_{nf}\nabla\vec{u}) \qquad (٦)$$

معادلهٔ انرژی برای ناحیهٔ سیال:

$$\nabla.\left(\rho_{nf}\vec{u}C_{p,nf}T\right) = \nabla.(k_{nf}\nabla T) \qquad (۷)$$

معادلهٔ انرژی برای قسمت صلب:

$$\nabla.(k_s\nabla T) = 0 \qquad (۸)$$

در معادلات بالا $\vec{u}$، بردار سرعت و p فشار هستند. زیرنویس s نیز به خواص ناحیهٔ جامد اشاره می‌کند.

ضریب انتقال حرارت کلی چاه حرارتی (h) باتوجه به این‌که کل عملکرد خنک‌کاری آن توسط فرایند جابه‌جایی صورت می‌گیرد به‌صورت رابطهٔ (۹) تعریف می‌شود. به‌منظور تحلیل عملکرد کلی نانوسیال در میکروچاه حرارتی مورد نظر پارامتری تحت عنوان PEC (Performance Evaluation Criterion) به فرم ارائه شده در رابطهٔ (۱۰) تعریف شده‌است که بهبود نسبی در انتقال حرارت به افت فشار را به‌صورت زیر نشان می‌دهد [23]. زیرنویس bf به سیال پایه و nf به نانوسیال اشاره دارند. متوسط دمای سطح پردازنده نیز با $T_{CPU,Mean}$ بیان شده‌است.

$$h = \frac{q''}{T_{CPU,Mean} - T_{in}} \qquad (۹)$$

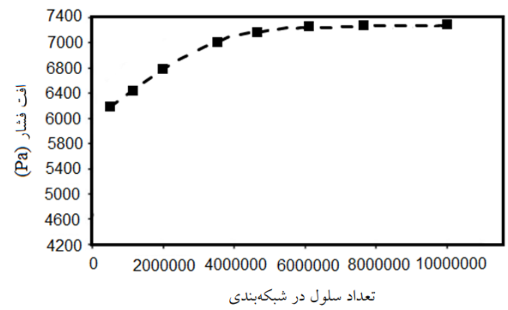
$$PEC = \frac{h_{nf}/h_{bf}}{\Delta p_{nf}/\Delta p_{bf}} \qquad (۱۰)$$

فرایند حل، استقلال نتایج از شبکه، اعتبارسنجی

در این مقاله به‌منظور حل معادلات بیان‌شده، از متد UPWIND مرتبه دوم برای حل معادلهٔ مومنتوم و هم‌چنین روش سیمپل با شبکهٔ فشار جابه‌جا شده برای کوپل میدان سرعت و فشار استفاده شده‌است. قید هم‌گرایی نیز مقدار $۱۰^{-۸}$ برای معادلهٔ انرژی و $۱۰^{-٦}$ برای دیگر معادلات بر اساس باقی‌مانده مقیاس شده تنظیم شده‌است. در تحقیق حاضر، برای بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی هندسه، چندین شبکه با ابعاد مختلف (درشت و ریز) انتخاب شده و پارامتر افت فشار و اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال، به‌عنوان پارامترهای معیار در نظر گرفته شده‌اند.

شکل (۲) افت فشار در طول کانال را برحسب تعداد سلول‌های شبکه‌بندی، نشان می‌دهد. در جدول (۲) نیز نتایج تحلیل استقلال شبکه‌بندی، براساس اختلاف دمای سیال خنک‌کننده در ورودی و خروجی (ΔT) ارائه شده‌است. در این بخش، عدد رینولدز برابر ۷۰۰ و سیال نیز نانوسیال ۰/۱٪ است. همان‌طور که مشخص است با ریز شدن شبکه، نتایج به یک مقدار معین هم‌گرا می‌شوند. مطابق با این نتایج، برای شبکه‌بندی کمتر از ۸۰۰۰۰ سلول نتایج کاملاً وابسته به تعداد شبکه است، اما برای تعداد بیشتر از ۶۰۰۰۰۰۰ سلول، نتیجه تقریباً ثابت است و لذا سرانجام شبکه با تعداد ۶۰۰۰۰۰۰ سلول انتخاب شد. به‌منظور گسسته‌سازی میدان حل در روی سطح، شبکه به‌صورت شبکهٔ بی‌سازمان و در درون حجم میکروکانال و لولهٔ شبکه به‌صورت شبکهٔ با سازمان استفاده شده‌است. شکل (۳) نمای کلی و نمای بزرگ‌شده از شبکهٔ محاسباتی برای هندسهٔ مسئله را نشان می‌دهد.

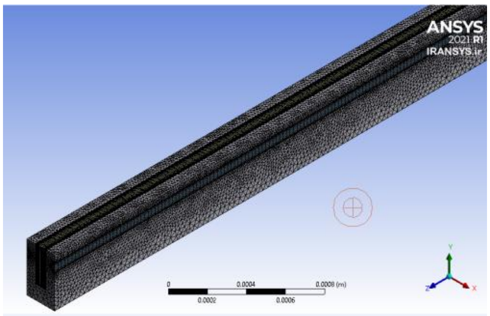
به‌منظور بررسی صحت داده‌های حاصل از شبیه‌سازی حاضر، نتایج حاصل با نتایج کار تجربی عزیزی و همکاران [11] مقایسه شد. برای این منظور شار حرارتی ثابت ۵۰ کیلو وات بر متر مربع اعمال شد و برای اعداد رینولدز متفاوت، داده‌های مربوط به دمای ورودی و خروجی میکروکانال برای سیال خالص (آب) استخراج شد. در شکل (۴) هندسهٔ کار عزیزی، و در نمودار شکل (۵) اختلاف دمای ورودی و خروجی به‌دست‌آمده از میکروکانال برای اعداد رینولدز مختلف و شار حرارتی (Kw/m^2) ۵۰ طبق اطلاعات مرجع [11] ارائه شده‌است. باتوجه به این نمودار مشاهده می‌شود که نتایج آزمایشگاهی این مرجع و شبیه‌سازی حاضر، رفتار مشابهی دارند و حداکثر خطا در مطالعهٔ حاضر تقریباً برابر ۶ درصد است.



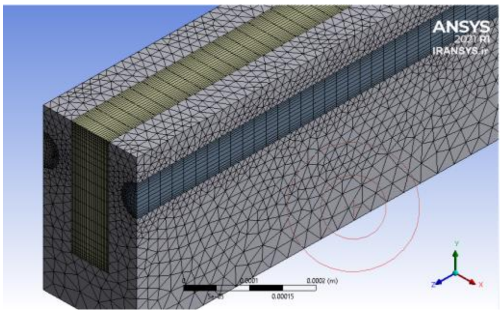
شکل ۲ بررسی افت فشار در طول کانال برحسب تعداد سلول در شبکه‌بندی هندسه

جدول ۲ نتایج تحلیل استقلال شبکه

تعداد شبکه ($\times 10^5$)	ΔT [K]
۱۰	۲/۵
۱۴	۳/۱
۲۰	۳/۴
۴۰	۳/۶
۶۰	۳/۸
۸۰	۳/۸
۱۰۰	۳/۸

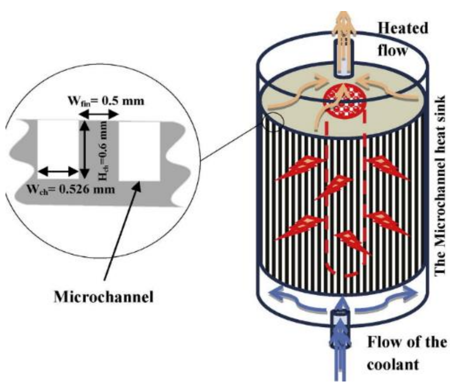


الف) نمای کلی شبکهٔ محاسباتی

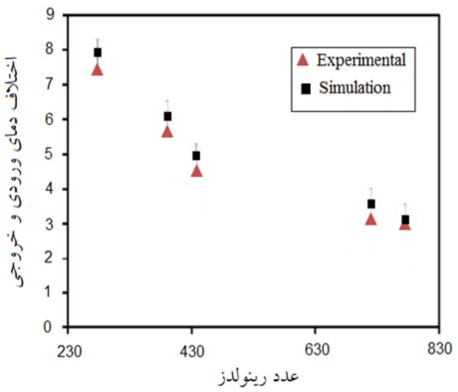


ب) نمای بزرگ‌شده از شبکهٔ محاسباتی

شکل ۳ نمایی از شبکهٔ محاسباتی استفاده شده



شکل ۴ هندسهٔ مرجع [11]



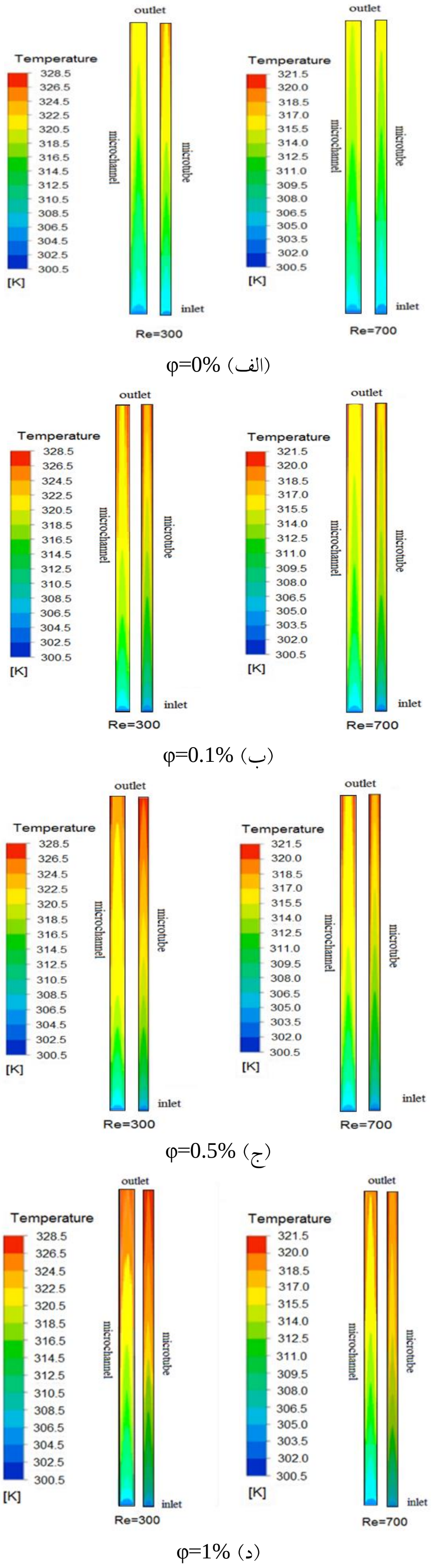
شکل ۵ مقایسهٔ نتایج شبیه‌سازی حاضر با نتایج آزمایشگاهی مرجع [11]

تحلیل نتایج

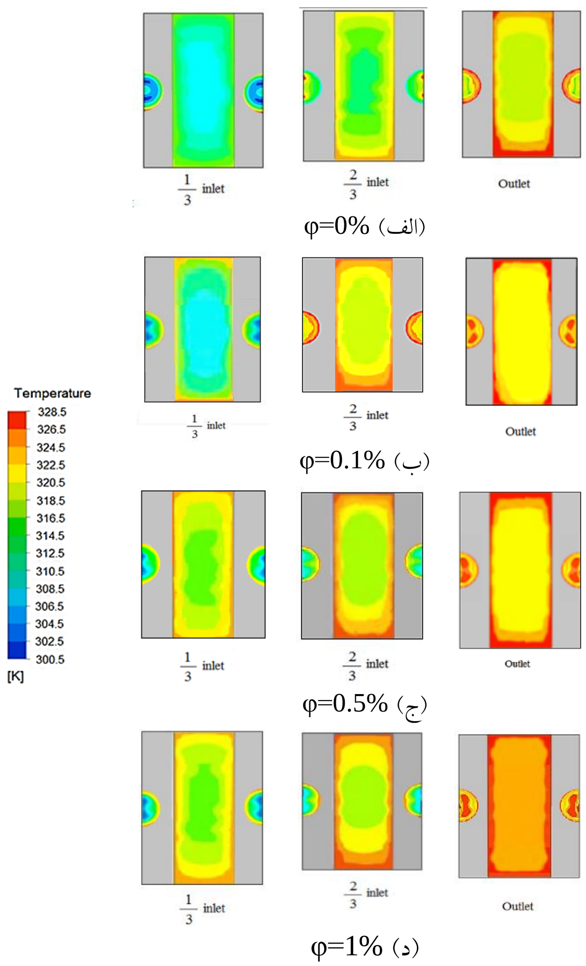
در شکل‌های (٦ و ٧) به‌منظور بررسی فیزیک جریان داخلی میکروچاه گرمایی، کانتور دما در دامنهٔ محاسباتی کانال و لوله، برای کسر حجمی و رینولدزهای متفاوت، ارائه شده‌است. بدیهی است که جریان سیال خنک ورودی، در امتداد مجراها و در معرض شار حرارتی، گرم‌تر می‌شود و باتوجه به شکل (٧) در تمامی حالت‌ها دیوارهٔ جریان داغ‌تر از قسمت مرکزی آن است.

مشخص است که برای رینولدز ۷۰۰ در مقایسه با رینولدز ۳۰۰ تغییرات دمایی سیال در طول میکروکانال و لوله، کمتر است که علت آن را می‌توان بالا بودن سرعت جریان و قوی‌تر بودن قدرت جابه‌جایی جریان در راستای خود نسبت‌به قدرت پخش رسانش حرارتی در مسیر عمود بر جریان دانست.

به‌طور کلی در رینولدزهای کوچک‌تر به‌دلیل پایین‌تر بودن قدرت جابه‌جایی جریان، پخش حرارتی در مسیر عمود بر جریان، بهتر اتفاق می‌افتد. و افزایش غلظت نانوذرات این پدیده را سرعت می‌بخشد. از طرفی در رینولدزهای بزرگ‌تر به‌دلیل بالا بودن دبی، دمای جریان در طول مجراها تغییر کمتری دارد و در نتیجه توزیع دمای یکنواخت‌تری را خصوصاً در نیمهٔ انتهایی مجراها نشان می‌دهد؛ به‌طور مثال در رینولدز ۷۰۰ با کسر حجمی ۱٪، میانگین دمای خروجی از میکروکانال و میکرولوله تقریباً برابر ۳۱۹ درجهٔ کلوین است و در رینولدز برابر ۳۰۰ برابر ۳۲۷/۲ درجه است و برای کسر حجمی ۰/۵٪ این مقادیر به‌ترتیب برابر ۳۱٦/۱ و ۳۲۵/٦ درجهٔ کلوین است، که در حالت بدون میکرولوله برای رینولدز ۷۰۰ با کسر حجمی ۱٪، دمای خروجی سیال برابر با ۳۱٦/۵ و در رینولدز ۳۰۰ برابر ۳۲۲/۳ درجهٔ کلوین است.



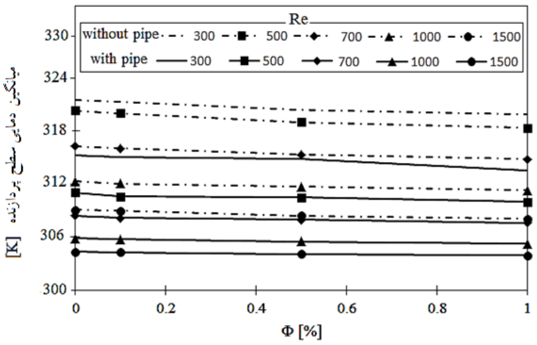
شکل ٦ توزیع دما در طول میکرولوله و میکروکانال



شکل ۷ توزیع دما در مقاطع عرضی میکرولوله و میکروکانال برای رینولدز ۳۰۰

بنابراین وجود میکرولوله به‌دلیل بهبود دسترسی انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف تجهیز به جریان سیال خنک‌کننده و کاهش مقاومت حرارتی نقاط دور دست پردازنده، باعث شده‌است که میزان گرمای بیشتری از سطح پردازنده جذب گردد. هم‌چنین در میکرولوله به‌دلیل کوچک‌تر بودن سطح مقطع جریان، انتقال حرارت در راستای عمودی بسیار قوی‌تر عمل کرده‌است و در نتیجه تغییرات دمایی بسیار بیشتری مشاهده می‌شود.

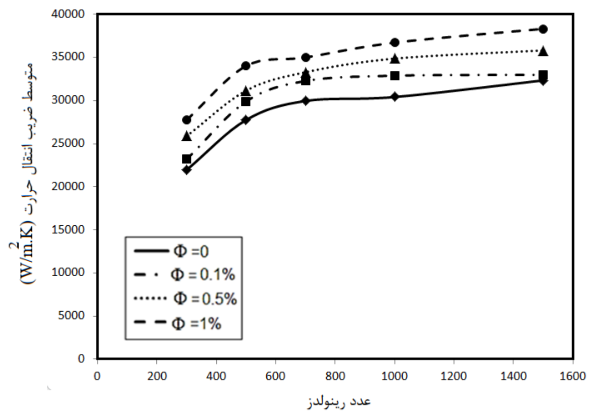
اثر افزایش نانوذرات و میکرولوله را می‌توان براساس میانگین دمایی سطح پردازنده نیز بررسی کرد. با افزایش غلظت نانوذرات و بهبود عمکرد انتقال حرارت در سیستم دمای سطح پردازنده نیز کاهش می‌یابد. زیرا نیاز به گرادیان دمایی کمتری برای انتقال حرارت تولید شده در پردازنده به سیال جاری وجود دارد. این نتیجه در نمودار شکل (۸) ارائه شده‌است. این شکل روند کاهشی دمای متوسط سطح را در اثر افزایش نانوذرات نشان می‌دهد. مشخص است که عملکرد نانوذرات در رینولدزهای پایین بهتر است و افزودن غلظت نانوذرات در رینولدزهای پایین‌تر موجب شده که دمای سطح پردازنده تغییر بیشتری داشته باشد. از سوی دیگر افزوده شدن میکرولوله دارای عملکرد بسیار قوی‌تری است. به‌طور کلی در این سیستم خنک‌سازی شامل میکرولوله و میکروکانال، جریان نانوسیال از طریق میکروکانال و میکرولوله‌های تعبیه شده عبور می‌کند و در یک حجم کوچک توانایی خنک‌کاری بالایی دارد.



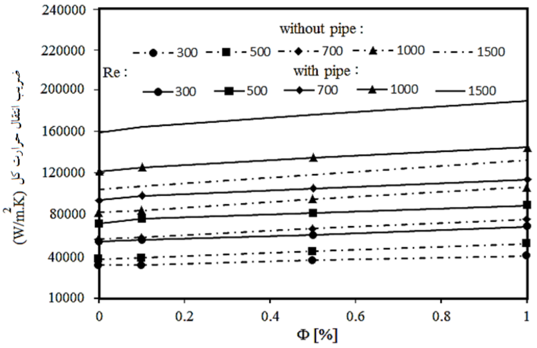
شکل ۸ میانگین دمای سطح پردازنده برای دو حالت چاه حرارتی دارای میکرولوله و بدون میکرولوله

در نمودار شکل (۹) مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت نانوسیال آب اتیلن گلیکول ۵۰٪ از سیال خالص بیشتر است به این‌صورت که میزان افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای کسر حجمی ۰/۱٪، ۰/۵٪و ۱٪ در رینولدز۱۰۰۰ به‌ترتیب ۴/٤٪، ۸/۸٪ و ۱۲/۳٪ افزایش داشته‌است که این میزان افزایش برای رینولدز ۳۰۰ به‌ترتیب ٦/٦٪، ۱۰/٤٪ و ١٤/٦٪ است. علت آن‌که نانوسیال بهترین عملکرد را از خود نشان می‌دهد این است که ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی ویژه دو عامل اصلی در تعیین قابلیت انتقال حرارت نانوسیال است که باعث افزایش قابلیت حمل حرارت نسبت‌به سیال پایه می‌گردد. هم‌چنین با افزایش عدد رینولدز یا به عبارتی دیگر، با افزایش نرخ دبی جریان عبوری از میکروکانال می‌توان ضریب انتقال حرارت را افزایش داد و گرمای بیشتری از سطح پردازنده دفع کرد. ضریب انتقال حرارت در اعداد رینولدز مختلف و مقادیر مختلف نانوذرات برای دو حالت دارای میکرولوله و بدون آن در شکل (۱۰) مقایسه شده‌است. خطوط خطچین مربوط به

حالت فاقد میکرولوله و خطوط ممتد مربوط به حالت دارای میکرولوله هستند. این تصویر نشان می‌دهد که افزایش نانوذرات و بالابردن غلظت نانوسیال در تمامی حالات موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌گردد. از سوی دیگر هر چه مقدار رینولدز جریان درون سیستم بالاتر باشد اثر افزایش غلظت نانوذرات نیز بیشتر است. مقایسهٔ دو حالت دارای میکرولوله و حالت فاقد آن نشان می‌دهد که افزودن میکرولوله موجب افزایش قابل توجهی در ضریب انتقال حرارت کلی سیستم می‌شود، به‌طوری‌که ضریب جابه‌جایی جریان برای سیال پایهٔ دارای رینولدز ۳۰۰، در سیستم دارای میکرولوله تقریباً ۵۸/٤٪ بیشتر از حالت بدون میکرولوله است و یا در رینولدز ۱۵۰۰ برای سیال پایه این افزایش تقریباً برابر ۵۰/۹٪ است، زیرا وجود میکرولوله در کنار کانال موجب می‌شود تبادل حرارت میان بدنه و سیال افزایش یابد و از سوی دیگر مجزا بودن مسیر میکروکانال و لوله و ایجاد اختلاط دمایی بیشتر در جریان سیال، موجب می‌شود که دمای سیال در طول دیوارهٔ مسیر کمتر افزایش یابد و اختلاف حرارت بین سیال و جامد حفظ شود که این خود موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌گردد و با افزایش کسر حجمی ذرات نانو نیز افزایش می‌یابد. در جدول ۳ درصد افزایش ضریب انتقال حرارت کلی سیستم برای حالت دارای میکرولوله نسبت‌به حالت بدون آن، برای کمترین و بیشترین درصد کسر حجمی بررسی شده در این پژوهش ارائه شده‌است.



شکل ۹ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای مجموعهٔ چاه گرمایی روی دیوارهٔ تحت شار حرارتی برحسب عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذرات



شکل ۱۰ مقایسهٔ ضریب انتقال حرارت کلی چاه حرارتی برای دو هندسهٔ دارای میکرولوله و بدون میکرولوله

جدول ۳ درصد افزایش ضریب انتقال حرارت کلی سیستم دارای میکرولوله

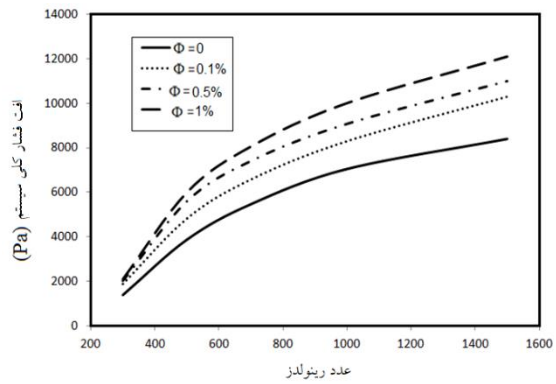
رینولدز	سیال پایه	Ø=۱٪
۳۰۰	۵۸/٤٪	۵۰/۵٪
۵۰۰	۷۲/۵٪	٦۸/۷٪
۷۰۰	٦۳/۳٪	۵۷/۳٪
۱۰۰۰	۵۰/۱٪	٤۵٪
۱۵۰۰	۵۰/۹٪	٤۸/۹٪

در بررسی عملکرد میکروچاه‌های حرارتی باید به افت فشار نیز توجه داشت. زیرا افت فشار جریان در یک کانال باعث می‌شود که توان بالاتری برای پمپ کردن سیال جاری در مجاری مورد نیاز باشد. به‌طور کلی لازمهٔ کارایی بهینهٔ یک مبدل حرارتی وجود افت فشار کم و نرخ انتقال حرارت بالا است. در شکل (۱۱) مقایسهٔ میزان افت فشار کلی میکروچاه حرارتی در رینولدزهای مختلف و بعد از افزودن میکرولوله ارائه شده‌است.

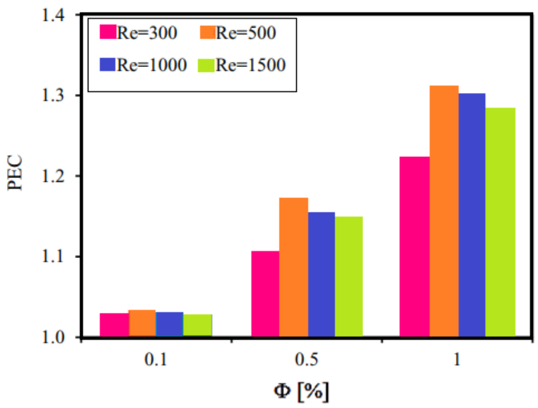
به‌طور کلی اضافه کردن یک نانوذره به سیال پایه باعث افزایش ویسکوزیتهٔ آن می‌شود. افزایش ویسکوزیته، افت فشار جریان سیال را به‌دنبال خواهد داشت. هرچه کسر حجمی نانوذره در سیال افزایش پیدا کند میزان ویسکوزیته و به دنبال آن افت فشار نیز بیشتر می‌شود. از طرفی با افزایش سرعت سیال نیز افت فشار افزایش پیدا می‌کند که در شکل (۱۱) مشخص است. از این نمودار می‌توان نتیجه گرفت که با زیاد شدن کسر حجمی نانوذرات، افت فشار افزایش می‌یابد. هم‌چنین با زیاد شدن عدد رینولدز نیز افت فشار افزایش پیدا کرده‌است؛ به‌طور

مثال درصد افزایش افت فشار در نانوسیال برای درصدهای نانوذره ۰/۱٪،۰/۵٪ و ۱٪ در رینولدز برابر ۱۵۰۰به‌ترتیب ۱۱/۰۹ ،۲۳/٤و ۳٥/٦ درصد است. نتایج نشان می‌دهد که این افزایش افت فشار در رینولدزهای مختلف تقریباً نسبت یکسانی دارد.

برای مقایسهٔ کلی بین بهبود عملکرد حرارتی و هزینهٔ پمپاژ افزوده شده به سیستم پارامتر PEC تعریف شده‌است که با مبنا قرار دادن یک حالت، اثر تأثیرات حرارتی و هیدرولیکی را به‌صورت هم‌زمان در نظر می‌گیرد. در این‌جا با تعریف حالت سیال پایه به‌عنوان حالت مبنا، در شکل (۱۲) حالات مختلف با یکدیگر مقایسه شده‌اند. این نمودار نشان می‌دهد که افزوده شدن نانو سیال به سیستم در حالت‌های مختلف اثر یکسانی ندارد.



شکل ۱۱ مقایسهٔ میزان افت فشار کلی سیستم در رینولدز و غلظت‌های مختلف



شکل ۱۲ نمودار PEC

افزودن نانوذرات به سیال پایه از یک‌سو باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود و از سوی دیگر سبب افزایش افت فشار و نیاز بیشتر به انرژی، برای به جریان در آوردن سیال خنک‌کننده می‌گردد. از این‌رو باید در بررسی راندمان عملکرد تأثیر افزایش انتقال حرارت و افت فشار به‌صورت هم‌زمان مورد توجه قرار گیرد.

همان‌طور که مشخص است، همهٔ غلظت‌های نانوسیال آب/ اتیلن گلیکول ۵۰٪– نقره، دارای مقدار PEC بزرگ‌تر از ۱ هستند که با افزایش غلظت ذرات نانو نیز افزایش می‌یابد و اشاره به برتری نانوسیال در مقایسه با سیال خالص دارد. نتایج نشان می‌دهد که PEC با افزایش کسر نانوافزودنی افزایش می‌یابد، اما در تمامی غلظت‌ها، افزایش عدد رینولدز در ابتدا منجر به افزایش و سپس کاهش PEC می‌شود. حداکثر PEC برابر ۱/۳ است که در رینولدز برابر ۵۰۰ و کسر حجمی ۱٪ رخ می‌دهد. هم‌چنین حداقل PEC برابر ۱/۰۱ است و برای رینولدز ۱۵۰۰ و کسر حجمی ۰/۱٪ است. اما به‌طور کلی افزودن نانوسیال باعث ارتقای عملکرد حرارتی سیستم شده‌است.

نتیجه‌گیری کلی

باتوجه به حساسیت عملکرد قطعات الکترونیکی به افزایش دما، طراحی گرمایی مناسب این تجهیزات، برای دفع شار حرارتی بالا، مورد نیاز است و از آن جایی که سیستم‌های مورد استفاده روزبه‌روز در حال کوچک شدن در مقیاسشان هستند، محققان در حوزه‌های مختلف را به تحلیل جریان سیال در مینی و میکروکانال ها علاقه‌مند کرده‌است. میکروکانال‌های چاه گرمایی به‌دلیل دارا بودن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بالا و دفع شار حرارتی بالا در حجم کوچک، به‌عنوان یکی از جدی‌ترین گزینه‌های خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی پرمصرف، مطرح می‌شوند. در پژوهش حاضر، چاه حرارتی میکروکانالی شامل تعدادی میکروکانال موازی است که برای کنترل دما بر روی یک منبع گرم مانند CPU کامپیوتر قرار گرفته‌است. جریان درون کانال‌ها آرام، دائمی و سیال تراکم‌ناپذیر است. در این مطالعه به بررسی اثر مثبت افزودن میکرولوله به یک هیت سینک دارای میکروکانال و نیز اثر استفاده از نانوسیال زیستی نقره– (آب–اتیلن گیلیکول ۵۰٪) در غلظت‌های مختلف پرداخته شد. مشاهده شد که افزوده شدن میکرولوله به سیستم، عملکرد حرارتی آن را بسیار بهبود می‌بخشد به‌طوری‌که ضریب

جابه‌جایی جریان برای نانوسیال با کسر حجمی ۱٪ در رینولدز ۳۰۰، برای سیستم دارای میکرولوله تقریباً ۵۰/۵۲٪ بیشتر از حالت بدون میکرولوله است و برای رینولدز ۱۵۰۰ در همین شرایط این افزایش برابر٤۸/۸۷٪ است اما در مقابل به‌طور قابل توجهی توان پمپاژ مصرفی سیستم را افزایش می‌دهد. از دیگر نتایج به‌دست آمده از این پژوهش می‌توان به اثر افزایش انتقال حرارت با افزوده شدن غلظت نانوسیال اشاره کرد هم‌چنین حضور میکرولوله باعث کاهش چشم‌گیر دمای متوسط سطح پردازنده می‌شود و افزایش نانوذرات افزایش کارایی سیستم را به دنبال دارد زیرا همهٔ غلظت‌های نانوسیال آب اتیلن گلیکول ۵۰٪- نقره، دارای مقدار ۱ > PEC هستند.

واژه نامه

پردازنده	CPU
چاه گرمایی	Heat sink
ضریب انتقال حرارت	Heat transfer coefficient
میکروکانال	Micro channel
میکرولوله	Micro tube
نانو سیال	Nano fluid
نانوذرات	particles Nano

فهرست نمادها

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه
D	قطر میکرولوله
H_D	فاصله میکرولوله از کف
H_C	طول میکروکانال
H_f	فاصله میکروکانال از کف
h	ضریب انتقال حرارت کلی چاه حرارتی
L_X	طول میکروچاه حرارتی در راستای X
L_Y	طول میکروچاه حرارتی در راستای Y
L_Z	طول میکروچاه حرارتی در راستای Z
p	فشار
PEC	معیار ارزیابی عملکرد
T	دما
$T_{CPU,Max}$	بیشینه دمای سطح پردازنده
$T_{CPU,Mean}$	متوسط دمای سطح پردازنده
$T_{CPU,min}$	کمینه دمای سطح پردازنده
W_C	عرض میکروکانال
$\vec{u}$	بردار سرعت
k	رسانش حرارتی

نمادهای یونانی

ρ	چگالی
μ	لزجت
ϕ	کسر حجمی نانوذره

زیر نویس

s	بدنه چاه حرارتی
bf	سیال پایه
nf	نانوسیال

.

مراجع

1. Sohel, M. R., Saidur, R., Sabri M. F., Kamalisarvestani, M., Elias, M. M., Ijam, A., "Investigating the Heat Transfer Performance and Thermophysical Properties of Nanofluids in a Circular Micro-Channel", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, Pp. 75-81, (2013).
2. Kim, S. M., Mudawar, I., "Review of Databases and Predictive Methods for Heat Transfer in Condensing and Boiling Mini/Micro-Channel Flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer*., Vol. 77, Pp. 627-652, (2014).
3. Dehghan, M., Mahmoudi, Y., Valipour, M. S, Saedodin, S.,"Combined Conduction–Convection–Radiation Heat Transfer of Slip Flow inside a Micro-Channel Filled with a Porous Material", *Transport in Porous Media*, Vol. 108,

Pp. 413-436, (2015).

4. Keepaiboon, C., Wongwises, S., "Two-Phase Flow Patterns and Heat Transfer Characteristics of R134a Refrigerant during Flow Boiling in a Single Rectangular Micro-Channel", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 66, Pp. 36- 45, (2015).
5. Gamrat, G., Favre-Marinet, M., Asendrych, D., "Conduction and Entrance Effects on Laminar Liquid Flow and Heat Transfer in Rectangular Microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 14, Pp. 2943-2954, (2005).
6. Bar-Cohen, A., "Gen-3 Thermal Management Technology: Role of Microchannels and Nanostructures in an Embedded Cooling Paradigm", *Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, Vol. 4, No. 2: 020907 (3 pages), (2013).
7. Colgan, E. G., Furman, B., Gaynes, M., Graham, W.S., LaBianca, N.C., Magerlein, J.H., Polastre, R.J., Rothwell, M.B., Bezama, R.J., Choudhary, R., Marston, K.C., "A Practical Implementation of Silicon Microchannel Coolers for High Power Chips", *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies.*, Vol. 30, No. 2, Pp. 218-225, (2007).
8. Lee, J., Mudawar, I., "Low-Temperature Two-Phase Microchannel Cooling for High-Heat-Flux Thermal Management of Defense Electronics", *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies.* Vol. 32, No. 2, Pp. 453-465, (2009).
9. Solovitz, S.A., Stevanovic, L.D., Beaupre, R.A., "Micro-Channel Thermal Management of High Power Devices", *In Twenty-First Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition*. *APEC'06*, Mar 19 (2006).
10. Tuckerman, D.B., Pease, R.F., "High-Performance Heat Sinking for VLSI", *IEEE Electron Device Letters*. Vol. 2, No. 5, Pp. 126-129., (1981).
11. Azizi, Z., Alamdari, A., Malayeri, M.R., "Convective Heat Transfer of Cu–Water Nanofluid in a Cylindrical Microchannel Heat Sink", *Energy Conversion and Management*,Vol. 101, Pp. 515-524, (2015).
12. Ho, C.J., Wei, L.C., Li, Z.W., "An Experimental Investigation of Forced Convective Cooling Performance of a Microchannel Heat Sink with Al2O3/Water Nanofluid", *Applied Thermal Engineering.* Vol. 30, No. 2-3, Pp. 96-103, (2010).
13. Chen, C.H., Ding, C.Y., "Study on the Thermal Behavior and Cooling Performance of a Nanofluid-Cooled Microchannel Heat Sink", *International Journal of Thermal Sciences*. Vol. 50, No. 3, Pp. 378-384., (2011).
14. Lelea, D., "The Performance Evaluation of Al2O3/Water Nanofluid Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sink", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 17-18, Pp. 3891-3899, (2011).
15. Pourmehran, O., Rahimi-Gorji, M., Hatami, M., Sahebi, S.A., Domairry, G., "Numerical Optimization of Microchannel Heat Sink (MCHS) Performance Cooled by KKL Based Nanofluids in Saturated Porous Medium", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 55, Pp. 49-68, (2015).
16. Chein, R., Huang, G., "Analysis of Microchannel Heat Sink Performance Using Nanofluids", *Applied Thermal Engineering.* Vol. 25, No.17-18, Pp. 3104-3114, (2005).
17. Li, J., Kleinstreuer, C., "Thermal Performance of Nanofluid Flow in Microchannels", *International Journal of Heat*

and Fluid Flow, Vol. 29, No. 4, Pp. 1221-1232, (2008).

18. Ghasemi, S.E., Ranjbar, A.A., Hosseini, M.J., "Thermal and Hydrodynamic Characteristics of Water-Based Suspensions of Al_2O_3 Nanoparticles in a Novel Minichannel Heat Sink", *Journal of Molecular Liquids*, Vol. 230, Pp. 550-556., (2017).
19. Tafarroj, M.M., Mahian, O., Kasaeian, A., Sakamatapan, K., Dalkilic, A.S., Wongwises, S., "Artificial Neural Network Modeling of Nanofluid Flow in a Microchannel Heat Sink Using Experimental Data", *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 86, Pp. 25-31., (2017).
20. Rashidi, M.M., Ganji, D.D., Shahmohamadi, H., "Variational Iteration Method for Two-Dimensional Steady Slip Flow in Micro-Channels", *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 81, No. 11, Pp. 1597-1605, (2011).
21. Hasan, M.I., Rageb, A.A., Yaghoubi, M., Homayoni, H., "Influence of Channel Geometry on the Performance of a Counter Flow Microchannel Heat Exchanger", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 8, Pp. 1607-1618, (2009).
22. Sarafraz, M.M., Hormozi, F.J., "Intensification of Forced Convection Heat Transfer Using Biological Nanofluid in a Double-Pipe Heat Exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 66, Pp. 279-289, (2015).
23. Al-Rashed, A.A., Shahsavar, A., Rasooli, O., Moghimi, M.A., Karimipour, A., Tran, M.D., "Numerical Assessment into the Hydrothermal and Entropy Generation Characteristics of Biological Water-Silver Nano-Fluid in a Wavy Walled Microchannel Heat Sink", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 104, Pp. 118-126, (2019).